Global Scientific JOURNALS

GSJ: Volume 13, Issue 8, August 2025, Online: ISSN 2320-9186
www.globalscientificjournal.com

حسابات التعادل الحراري لساحبة بحرية

حامد صالح مهدي

Heat Transfer Calculations for a Seagoing Tug

Hamed Saleh Mahdi

Basra Oil Company BOC/Iraq

© GSJ

المحتويات

الخلاصة ---------- (3)

المقدمة ---------- (4)

المعلومات المتوفرة ---------- (7 – 5)

التعادل الحراري ---------- (16 – 8)

تصميم منظومة ماء تبريد المحركات الرئيسية ---------- (23 – 17)

الهدف ---------- (24)

الاستنتاجات ---------- (24)

التوصيات ---------- (24)

المصادر ---------- (25)

© GSJ

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

Abstract

This research investigates the thermal equilibrium calculations for marine tugboats, emphasizing the necessity of assessing the main engine thermal properties before construction. The study details the distribution of heat derived from fuel combustion across various components, including external work and wasted heat associated with cooling water and exhaust gases. Utilizing mathematical equations, the research calculates different heat quantities, focusing on maximizing thermal efficiency. The findings reveal that the heat lost via exhaust gases is insufficient for generating the required electrical energy, with main engines rated at 3500 HP producing less than the minimum threshold of 5000 KW. Consequently, the study recommends conducting comprehensive thermal equilibrium assessments and cooling system designs prior to the initiation of construction to ensure optimal performance and thermal stability of marine engines. These calculations are vital for enhancing energy utilization and preventing thermal stress on engine components

© GSJ

الملخص

يتناول هذا البحث حسابات التعادل الحراري لسفن السحب البحرية، مع التركيز على ضرورة تقييم الخصائص الحرارية لمحركات السفن الرئيسية قبل بدء أعمال البناء. ويستعرض البحث توزيع الحرارة الناتجة عن احتراق الوقود إلى مكونات مختلفة، بما في ذلك العمل الخارجي والحرارة المهدورة المرتبطة بسوائل التبريد وغازات العادم. من خلال استخدام معادلات رياضية، يحسب البحث كميات الحرارة المختلفة، مع التركيز على تحقيق أقصى كفاءة حرارية. تكشف النتائج أن الحرارة المفقودة عبر غازات العادم غير كافية لتوليد الطاقة الكهربائية المطلوبة، حيث تنتج المحركات الرئيسية بقدرة 3500 حصان أقل من الحد الأدنى المطلوب الذي يبلغ 5000 كيلو واط. بناءً على ذلك، يوصي البحث بإجراء تقييمات شاملة لحساب التعادل الحراري وتصاميم أنظمة التبريد قبل بدء عملية البناء لضمان الأداء الأمثل واستقرار الحرارة في محركات السفن البحرية. تعتبر هذه الحسابات ضرورية لتحسين استغلال الطاقة ومنع الضغوط الحرارية على مكونات المحرك.

المقدمة

اعد هذا البحث بقصد بيان وشرح النقاط الهامه والاستنتاجات والملاحظات المأخوذة عن الدراسة النظرية والتطبيقية وكذلك من الخدمة العملية لدى مهندس بحري في بيان التصميم الامثل لساحبة بحرية وذلك من خلال اجراء الحسابات الحرارية وكذلك حساب منظومة التبريد للمحركات الرئيسية .

ومن خلال حساب منظومة التبريد للمحركات الرئيسية وحساب الحرارة الضائعة او المهدورة يمكن تحديد متطلبات التصميم الامثل لقاطع المحركات للساحبة البحرية والذي يعتبر من اهم القواطع في الساحبة البحرية .

© GSJ

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

المعلومات المتوفرة

جدول رقم (1) يبين مواصفات المحرك الرئيسي [1]

نوع المحرك	MTU 16 V 956 TB 91 محرك رباعي الاشواط يبرد بالماء العذب والشاحن التوربيني يعمل بواسطة غازات العادم والهواء الداخل للمحرك يبرد بالماء البحري
عدد الاسطوانات (Z)	16
قطر الاسطوانة (D)	230 mm
طول الشوط (S)	230mm
نسبة الانضغاط (CR)	13
عدد الدورات (N)	1530rpm
السعة الحرارية للوقود	10200kcal/kg
صرف الوقود النوعي	0.16kg/hp*hr
القدرة الحصانية	3500HP
الكثافة النوعية لزيت التزييت (sg_{oil})	0.9kg/m^3
الكثافة النوعية لزيت الوقود (sg_{fuel})	0.8kg/m^3
استهلاك الزيت	2-3gm/hp*hr
وزن المحرك	11300kg

جدول رقم (2) ابعاد المحرك الرئيسي [1]

الطول	3950mm
العرض	1150mm
الارتفاع	2750mm
الارتفاع من مركز المحور القلاب الى الواح ارضية قاطع المحركات	850mm
طول المحرك مع صندوق التروس	5499mm

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

جدول رقم (3) مواصفات المحرك المساعد [2]

نوع المحرك	MTU 8V 396 TC 51 محرك رباعي الاشواط يبرد بالماء البحري ويكون حقن الوقود مباشرا
عدد الاسطوانات (Z)	8
قطر الاسطوانة (D)	165mm
طول الشوط (L)	185mm
نسبة الانضغاط (CR)	13
الحجم المزاح لكل اسطوانة	396
عدد الدورات (N)	1500rpm
القدرة الحصانية	655HP
صرف الوقود النوعي (ge)	(219-242)g/kw*hr
صرف الزيت النوعي (soc)	$1.5*10^{-3}$kg/kw*hr

جدول رقم (4) مواصفات المولدالكهربائي [2]

نوع المولد	S 8104
الفولتية	380V
القدرة	513KW
الذبذبة	50HZ
معامل القدرة	0.8
الأقطاب	4 poles
عدد الدورات	1500 r.p.m
اتجاه الدوران	يميني الدوران
التيار	740A
الكفاءة	93.2%

جدول رقم (5) الابعاد الرئيسية للمحرك المساعد [2]

الطول (L)	3625mm
العرض (b)	1500mm

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

جدول رقم (6) درجات حرارة المحرك الرئيسي [1]

درجة حرارة الماء النقي الداخل للمحرك	$70C^{O}$
درجة حرارة الماء النقي الخارج من المحرك	$80C^{O}$
درجة حرارة الماء البحري الداخل لمبردة الماء النقي	$30C^{O}$
درجة حرارة الماء البحري الخارج من مبردة الماء النقي	$40C^{O}$

جدول رقم (6) بعض الثوابت للموائع المستخدمة في المحرك

الحرارة النوعية للماء النقي ($CP_{f.w}$)	1kcal/kg*c^{o}
كثافة الماء النقي ($\rho_{f.w}$)	1000kg/m^3
الحرارة النوعية للماء البحري ($CP_{S.W}$)	4KJ/kg*k^{o}
كثافة الماء البحري ($\rho_{s.w}$)	1025kg/m^3
الحرارة النوعية للزيت (CP_{OIL})	1.75KJ/kg*c^{o}
كثافة الزيت	900kg/m^3
معامل جول	1 k cal = 4.1868 KJ
الحرارة النوعية لغازات العادم	0.254kcal/kg*k^{o}

© GSJ

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

الفصل الثاني

التعادل الحراري

ان جزءأ قليلا فقط من الحرارة الكلية الناتجة من احتراق الوقود يتحول الى شغل فعال اما الجزء الاكبر منه فيذهب كضياع حراري داخل المحرك ومع سائل التبريد (q_{cool}) وغازات العادم (q_{gas}) حيث تسمى عملية توزيع حرارة الوقود الى اجزائها بالتعادل الحراري ويمكن تحديد هذه العملية عند فحص المحرك .

من معرفة التعادل الحراري نستطيع ان نجد نوعية وكمية الحرارة الضائعة عند استخدام المحرك واتخاذ الوسائل الازمة لتقليل هذا الضياع وكذلك يمكننا تقيم الشد الحراري في اجزاء المحرك المختلفة وكيفية استغلال الطاقة الحرارية التي تذهب مع غازات العادم وماء التبريد .

ويمكن قياس التعادل الحراري اما بالوحدات المطلقة (Q k cal/sec) او بالوحدات النوعية (q k cal / kw*hr) او بالوحدات النسبية (كنسبة مئوية من الحرارة الكلية) .

وعند تحليل نتائج عملية التعادل الحراري عادة نستخدم الوحدات النوعية او الوحدات النسبية .

ان عملية توزيع الطاقة الحرارية للوقود (q_f (k cal/hr) الى مكوناتها يعبر عنها بمعادلة رياضية بالصيغة التالية :-

$$q_f = q_e + q_{cool} + q_{gas} + q_{rad} \qquad [3]$$

حيث ان :-

q_e = كمية الحرارة التي تعادل الشغل الخارجي الذي ينجزه المحرك

q_{cool} = كمية الحرارة التي تهدر مع سائل التبريد

q_{gas} = كمية الحرارة التي تهدر مع غازات العادم

q_{rad} = كمية الحرارة الضائعة في مجالات اخرى مثل الاشعاع والتوصيل ..... الخ (K cal/sec) .

[3] = تشير الى رقم المصدر

حيث يمكن ايجاد كمية الحرارة المعطاة للمحرك مع الوقود من العلاقة التالية :-

$$q_f = Q_f \cdot g_e \cdot N_e \qquad [3]$$

اما كمية الحرارة المعادلة للشغل الخارجي الذي ينجزه المحرك فتساوي :-

$$q_e = \frac{Ne \cdot 0.7457}{4.1868} \quad (k\ cal / sec) \qquad [3]$$

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

حيث ان :-

1 k cal = 4.1868 KJ
1 HP = 0.7457 kw

ترتفع درجة حرارة اجزاء المحرك عند اشتغاله ولأجل المحافظة على هذه الاجزاء من الحرارة المرتفعة يجب تامين عملية تبريد مناسبة لهذه الاجزاء فالاسطوانة وغطاء الاسطوانة عادة يبردان بالماء النقي وكذلك المكبس يبرد بالماء النقي او بالزيت اما حاقنات الوقود فتبرد اما بالماء النقي او بالوقود وعند اجراء التجارب العملية للتعادل الحراري يتم ايجاد الكميات الحرارية المتسربة مع سوائل التبريد المختلفة كلاً على انفراد ثم تجمع هذه الكميات مع بعضها لتكون كمية الحرارة المتسربة مع سائل التبريد q_{cool} التي يمكن التعبير عنها بما يلي :-

$$q_{cool} = \sum m \cdot C_p \, (T_{out} - T_{IN})$$

حيث ان :-

m - المعدل الزمني (كتلة سائل التبريد)
C_p - السعة الحرارية لسائل التبريد K cal / kg . k
$T_{ou}.T_{in}$ - درجة حرارة سائل التبريد عند الخروج والدخول على التوالي بوحدات (k)

ومن الممكن ايجاد كمية الحرارة المفقودة مع غازات العادم من العلاقة التالية :-

$$q_{gas} = m_{gas} \cdot C_{p\,gas} \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad [3]$$

حيث ان :-

m_{gas} – كمية غازات العادم (كتلة غازات العادم)
$C_{p\,gas}$ – السعة الحرارية لغازات العادم
$T_{out} \cdot T_{in}$ – درجة حرارة دخول الهواء وغازات العادم على التوالي

واخيرا تحسب انواع الضياع الاخرى على انها الفرق بين كمية الحرارة الكلية الناتجة من الاحتراق مطروحاً منها كمية الحرارة المفقودة مع غازات العادم ومع سائل التبريد والحرارة المعادلة للشغل الخارجي اي ان : -

$$q_{rad} = q_f - (q_e + q_{cool} + q_{gas}) \quad [3]$$

حيث ان :-

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

q_{rad} - تشمل الضياع الحراري بسبب الاحتراق غير التام للوقود والحرارة التي يشعها المحرك للمحيط الخارجي مع مجموع الاخطاء التي تحدث نتيجة لعدم دقة قراءة المقاييس وغيرها ..... الخ

لذلك يمكن حساب كل هذه الكميات الحرارية وكما يلي :-

ا – حساب كمية الحرارة الضائعة مع سوائل التبريد

وتشمل هذه الكمية مقدار الحرارة الضائعة مع الماء العذب وزيت التزييت حيث يقوم الماء العذب بتبريد الاسطوانة كما يقوم الزيت بتبريد المكبس اي : -

$$q_{cool} = q_{cool\ (f.w)} + q_{cool\ (oil)}$$

حيث ان : -

$q_{cool\ (f.w)}$ - كمية الحرارة الضائعة مع الماء العذب
$q_{gas\ (oil)}$ - كمية الحرارة الضائعة مع الزيت

$$q_{cool\ (f.w)} = \dot{m}_{cool\ (f.w)} \cdot C_{p\ cool} \cdot \Delta T_{cool}$$

حيث ان : -

$\dot{m}_{cool}$ = 125 tonne /hr
$C_{p\ cool}$ = 1 k cal / kg .k°
ΔT_{cool} = 10 k°

$$\mathrm{m}.cool(f.w) = \frac{125 * 1000}{3600}$$

=34.722 kg/sec

*∴ $q_{cool(f.w)}$=34.722*1*10*

=347.22 kcal/sec

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

حيث ان :- $q_{cool(oil)} = m_{cool(oil)} * cp_{cool(oil)} * \Delta T_{cool(oil)}$

$m_{cool(oil)} = 33$ tonne/hr

$cp_{cool(oil)} = 1.75$ kj /kg . C°

$\Delta T_{cool(oil)} = 14\ C^{\circ}$

$$\therefore \text{m.cool(oil)} = \frac{33*1000}{3600}$$

= 9.1667 kg / sec

$$\text{CPoil} = \frac{1.75}{4.1868}$$

= 0.41798 k cal /kg*C°

$\therefore q_{cool(oil)} = 9.1667*0.41798*14 = 53.64$ k cal/sec

$\therefore q_{cool} = q_{cool(f.w)} + q_{cool(oil)} = 347.22 + 53.64 = 400.863$ k cal/sec

ب – الحرارة الناتجة عن احتراق الوقود (q_f) *ونحسب من المعادلة الاتية :-*

$q_f = Q_f * N_e * g_e$

حيث ان :-

q_f - *السعة الحرارية للوقود وتساوي* 10200 k cal /kg

N_e – *القدرة الحصانية وتساوي* 3500 HP

g_e – *صرف الوقود النوعي ويساوي* 0.16 kg / HP * hr

$$qf = \frac{10200 * 3500 * 0.16}{3600}$$

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

= 1586.667 k cal/sec

ج – حساب كمية الحرارة التي تعادل الشغل الخارجي الذي ينجزه المحرك : -

$$qe = \frac{Ne * 0.7457}{4.1868}$$

$$=623.376 \text{ k cal/sec} = \frac{3500 * 0.7457}{4.1868}$$

حيث ان :-

1 k cal = 4.1868 KJ

1 HP = 0.7457 kw

د – كمية الحرارة المهدورة مع غازات العادم وتحسب من المعادلة الاتية :-

$$q_{gas} = m_g^{\cdot} * cp_g * \Delta T_g \qquad [3]$$

© GSJ

ولأيجاد كتلة الغازات نحسب كمية الهواء الداخل للمحرك من المعادلات الأتية :-

$$[3] \qquad K\,mol_{air} / Kg_{fuel} l'' = \frac{1}{0.21}\left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32}\right]$$

حيث ان :-

L'' - كمية الهواء النظرية الازمة لاحراق كيلوا غرام واحد من الوقود $kmol_{air} / kg_{fuel}$

واذا فرضنا ان مكونات الوقود هي :-

O – *نسبة الاوكسجين في الوقود وتساوي* 0.4 % [3]

H – *نسبة الهيدوجين في الوقود وتساوي* 12.6 % [3]

C – *نسبة الكاربون في الوقود وتساوي* 87 % [3]

S – *نسبة الكبريت في الوقود وتساوي* 0 [3]

$$L^{/} = \frac{1}{0.21}\left[\frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0.004}{32}\right]$$

$= 0.4946\ Kmol_{air} / Kg_{fuel}$

$L^{/} = L^{//} * \mu$ [3]

حيث ان :-

$L^{/}$ - *كمية الهواء النظرية لأحراق كيلوا غرام من الوقود* kg_{air} / kg_{fuel}

μ - *الوزن الجزئي للهواء ويساوي* $28.97\ kg_{air} / kmol_{air}$

$L^{/} = 0.4946 * 28.97$

$= 14.3285\ Kg_{air} / Kg_{fuel}$

© GSJ

اما كمية الهواء الفعلية الازمة لاحراق كيلوا غرام واحد من الوقود وتحسب من المعادلة الاتية:-

$L = L^{/} * F/A$ [3]

حيث ان : -

L – كمية الهواء الفعلية الازمة لاحراق كيلوا غرام واحد من الوقود

- *معامل الهواء الفائض وهو عبارة عن كمية الهواء الداخلة فعليا للاسطوانة الى كمية الهواء النظرية الازمة لاحراق كيلوا غرام من الوقود وتتراوح قيمته* (1.8 – 1.5) = F/A *للمحركات رباعية الاشواط سريعة الدوران وفرض في حسابات هذا البحث* - :

F/A = 1.8 [3]

$\therefore L = F/A * L^{/}$

$= 1.8 * 14.3285$

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

= 25.7913 Kg_{air} / Kg_{fuel}

وان كمية الوقود الداخلة للمحرك تساوي :-

*ge * Ne*

*= 0.16 * 3500*

= 560 kg / hr

اذن كمية الهواء الكلية تساوي :-

*25.7913 * 560 = 14443.128 kg /hr*

m_{gas} = 14443.128 + 560

= 15003.128 kg /hr

= 4.1675 kg / sec $m \cdot gas = \frac{15003.128}{3600}$

q_{gas} = 4.1675 * 0.254 * 480

= 508.1016 k cal / sec

حيث ان : -

T_K = 30 C°

T_{gas} = 510 C° [3]

ΔT = 480 C°

Cp_{gas} = 0.254 k cal /kg*k

هـ – كمية الحرارة الضائعة في مجالات اخرى مثل الاشعاع والتوصيل 0000 الخ

$q_f = q_{gas} + q_{cool} + q_e + q_{rad}$

$q_{rad} = q_f - (q_{gas} + q_{cool} + q_e)$

= 1586.677 – (508.1016 + 400.863 + 623.376)

= 54.3264 k cal / sec

اذن النسب المئوية لكميات الحرارة الضائعة تساوي : -

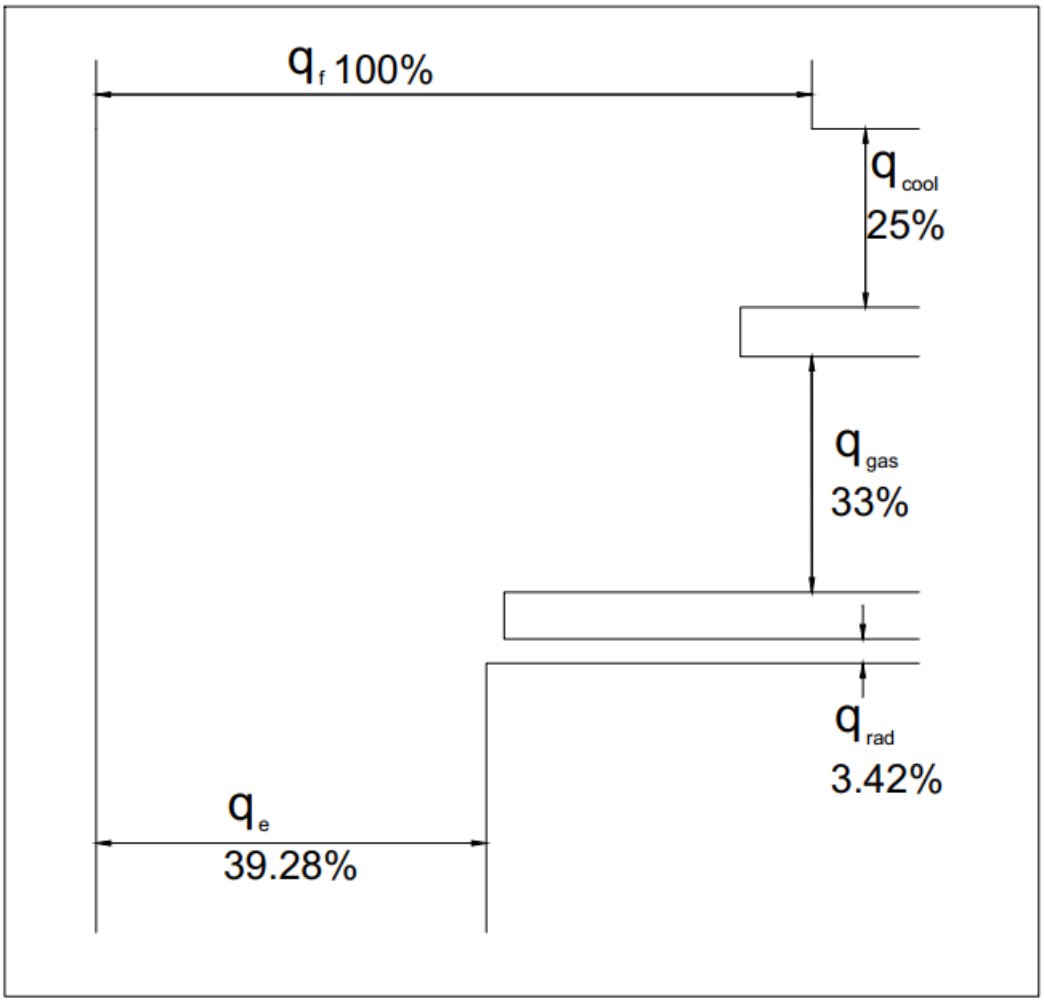
GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

q_{gas} = 32.02 %

q_{cool} = 25.26 %

q_e = 39.28 %

q_{rad} = 3.42 %



الشكل رقم (*1*) مخطط يبين التوزيع الحراري

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

الفصل الثالث

تصميم منظومة ماء تبريد المحركات الرئيسية

تعمل الحرارة الناتجة من الاحتراق اثناء اشتغال المحرك على رفع درجة حرارة اجزائه المختلفة , وللمحافظة على هذه الاجزاء من التلف يجب ان تكون درجة حرارتها ثابتة ومعقولة ضمن حدود معينة ولذلك يقتضي الامر تبريد جميع المحركات لغرض التخلص من الحرارة المتولدة بأستمرار اثناء عملية الاشتغال .

ان اغلب المحركات تبرد اما بالماء او الهواء حيث ان اختيار نوع منظومة التبريد يعتمد على عدة عوامل منها المواد او المعادن التي تصنع منها اجزاء المحرك المختلفة والقدرة الناتجة بالاضافة الى قياسات المحرك ..... الخ

ان المنظومة المستخدمة في هذا المحرك هي من النوع المغلق وان مكونات هذه المنظومة

هي :-

1- مضخة الماء العذب
2- مضخة الماء البحري
3- خزان التمدد (التعويض)
4- منظم حراري
5- مبردة الماء وهي من النوع الانبوبي

© GSJ

وفي هذه المنظومة يتداور الماء العذب داخل المحرك ابتداءأ من القاعدة حيث يكون المحرك والماء باردين ثم يتداور بصورة عمودية الى الجزء العلوي من المحرك حيث يصبح الماء والمحرك ساخنين ومن ثم يمر الماء العائد من المحرك خلال المبردة الى المضخات ثم يرجع مرة اخرى الى المحرك .

كما يوضع خزان التمدد (التعويض) (expansion tank) في مكان مرتفع من قاطع المحركات لكي يسمح بعملية انتزاع الهواء الموجود داخل المنظومة وكذلك لكي يسمح لحجم الماء بالتمدد اثناء ارتفاع درجة حرارته , وتوجد لهذا الخزان نقطة اتصال بالماء الخارج من المحرك وكذلك توجد نقطة اتصال بخط السحب لمضخات التبريد .

كما يقوم خزان التعويض بسد نقص الماء في حالة حدوث نقص في منظومة ماء التبريد وكذلك يساعد في عملية طرد الهواء من المنظومة عن طريق فتحات التهوية .

وكحد ادنى يجب ان تكون سعة هذا الخزان بحدود (5% - 10%) من حجم ماء تبريد المحرك . ..... [7]

كما يقوم صمام ثلاثي المسالك (منظم حراري) بالتحكم في درجة حرارة ماء تبريد المحرك . ولهذا المنظم ممر جانبي عبر المبردة وذلك لزيادة درجة حرارة الماء الداخل للمحرك وذلك للمحافظة على الفرق بدرجات الحرارة عبر جدران المحرك لمنع حدوث الاجهادات الحرارية . وعادة يحصل المرور الجانبي للماء اثناء بدء الاشتغال , اذن وظيفة منظومة ماء التبريد هي المحافظة على متوسط لدرجة حرارة ماء التبريد ($^{\circ}$C 82 - $^{\circ}$C 71) داخل المحرك وهذا يقتضي خلط الماء الساخن المار من جانب المبردة مع بقية الماء الذي تم تبريده في المبادلة الحرارية قبل ان يدخل ثانية الى المحرك . ..... [5]

يستعمل الماء البحري في المبردة لتبريد الماء العذب الخارج من المحرك حيث يمر الماء البحري خلال مصفي فمضخة الماء البحري ثم الى مبردة الماء العذب .

ان المتطلبات الضرورية لهذا النوع من المنظومات ان يكون الفرق الحراري عبر جدران المحرك بحدود ($^{\circ}$F 20 – 10) وذلك لمنع تراكم الاجهادات الحرارية . ..... [5]

حساب المنظومة

تعتبر كمية الحرارة المهدورة مع ماء التبريد العنصر الاساسي في حسابات المحركات الحديثة , وهذه الكمية تقدر بحوالي % (35-10) من كمية الحرارة الكلية المنبعثة من احتراق الوقود التي تهدر مع ماء التبريد وان كمية الحرارة الناتجة عن احتراق الوقود هي :-

$q_f = q_g * Q_f * HP$ ..... [3]

$= 0.16 * 10200 * 3500$

$= 5712000$ k cal / hr

وان الحرارة المهدورة مع ماء التبريد تساوي :-

$q_{f.w} = 1250000$ k cal / hr ..... [thermal equilibrium]

اما كمية ماء التبريد الذي يتداور في المنظومة فتساوي :-

$G_{f.w} = 34.722$ kg/sec ..... [thermal equilibrium]

اذن سعة مضخة الماء النقي ($Q_{f.w}$) تساوي :-

$$Qf.w = \frac{Gf.w}{ƒf.w}$$

$$Qf.w = \frac{34.722}{1000}$$

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

= 0.034722 m^3/sec

= 125 m^3/hr

وان سعة مضخة الماء البحري ($Q_{s.w}$) تساوي :-

$$Qs.w = \frac{Gs.w}{\int s.w}$$

حيث ان :-

$G_{s.w}$ – كمية الماء البحري الازمة للتبريد

$\int_{S.W}$ – كثافة ماء البحر وتساوي 1025 kg/m^3

$q = G_{s.w} * CP_{S.W} * \Delta T$

$\Delta T = 10\ K^{\circ}$

$CP_{c.w} = 0.955$ K cal / kg* C°

$$Gs.w = \frac{q}{CPs.w * \Delta T}$$

$$Gs.w = \frac{1250000}{0.955 * 10}$$

= 130890.0523 kg/hr

$$Qs.w = \frac{130890.0523}{1025}$$

= 127.69 m^3/hr

سعة خزان التمدد

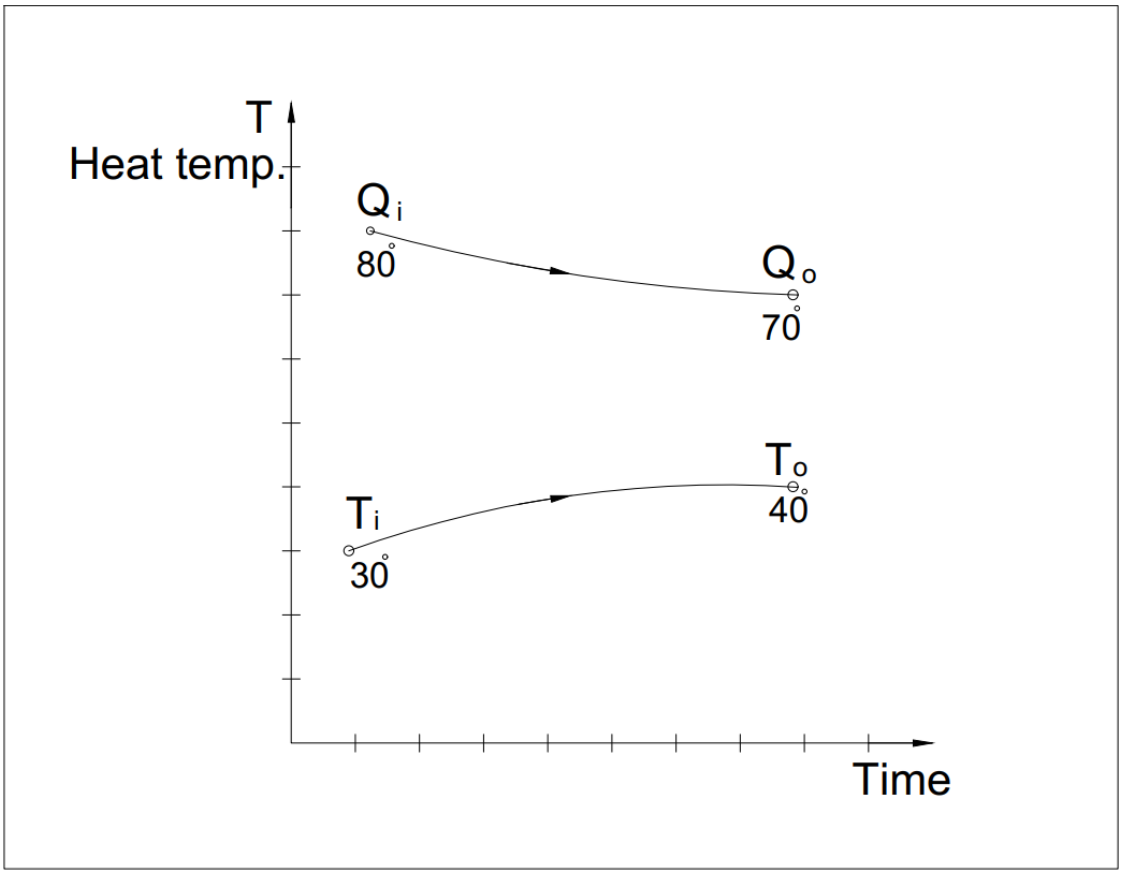
سعة خزان التمدد يساوي (50 L) لكل محرك رئيسي ..... [1]

قياسات مبردة الماء

نستخدم مبردة الماء (مبادل حراري) ذات جريان متعاكس والتي يكون فيها جريان السائل الساخن معاكس لجريان السائل المسخن لمميزاتها :-

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

1- التبادل الحراري كبير .
2- تكون منتظمة .
3- يؤدي ذلك الى تقليل الانابيب في المبردة وبالتالي تقليل حجم المبادل .



الشكل رقم (2) مخطط التبادل الحراري

واذا كانت :-

ΔT_m – المتوسط اللوغارتمي للفروقات في درجات حرارة الماء الساخن والماء المسخن

– المتوسط اللوغارتمي للفروقات في درجات حرارة الماء الساخن والماء المسخن

Q_i – درجة حرارة الماء النقي الداخل للمبردة وتساوي 80 C°

T_i – درجة حرارة الماء البحري الداخل للمبردة وتساوي 30 C°

$Q_\circ$ - درجة حرارة الماء النقي الخارج من المبردة ويساوي 70 C°

$t_\circ$ - درجة حرارة الماء البحري الخارج من المبردة ويساوي 40 C°

$$\Delta Tm = \frac{\Delta t° - \Delta ti}{\ln\left[\Delta t° \frac{}{\Delta ti}\right]}$$

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

$$\Delta Tm = \frac{(Q° - t°) - (Qi - ti)}{Ln\left[\frac{Q° - T°}{Qi} - ti\right]}$$

$$\Delta Tm = \frac{(70 - 40) - (80 - 30)}{Ln\left[\frac{70 - 40}{80 - 30}\right]}$$

$$= 39.152\ K^{\circ}$$

وبما ان كمية الحرارة المنتقلة q_{cool} تساوي :-

$q_{cool} = UA\Delta T_m$ ..... [7]

حيث ان :-

U – معامل التوصيل الحراري ويساوي $1700\ w/m^2*k^{\circ}$ ..... [6]

A – المساحة الكلية التي تنتقل خلالها الحرارة في المبادل الحراري

$$A = \frac{q}{U * \Delta Tm}$$

$$A = \frac{347.223 * 4.1868 * 1000}{1700 * 39.152}$$

$A = 21.84\ m^2$

$A = n * \pi * L * d_{\circ}$ ..... [7]

حيث ان :-

N – عدد الانابيب في المبردة ونفرضها تساوي 220

$d_{\circ}$ - قطر الانبوب الخارجي ونفرضه يساوي 0.01587 m ..... [8]

L – طول الانابيب في المبردة

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

D_i – قطر الانبوب الداخلي ونفرضه يساوي 0.01338 m ..... [8]

$$L = \frac{\mathrm{A}}{\mathrm{n} * \pi * \mathrm{d}^{\circ}}$$

$$L = \frac{21.84}{220 * \pi * 0.02}$$

= 1.991 m

$$t = \frac{\mathrm{d}^{\circ} - \mathrm{di}}{2}$$

T – سمك الانبوب ويساوي

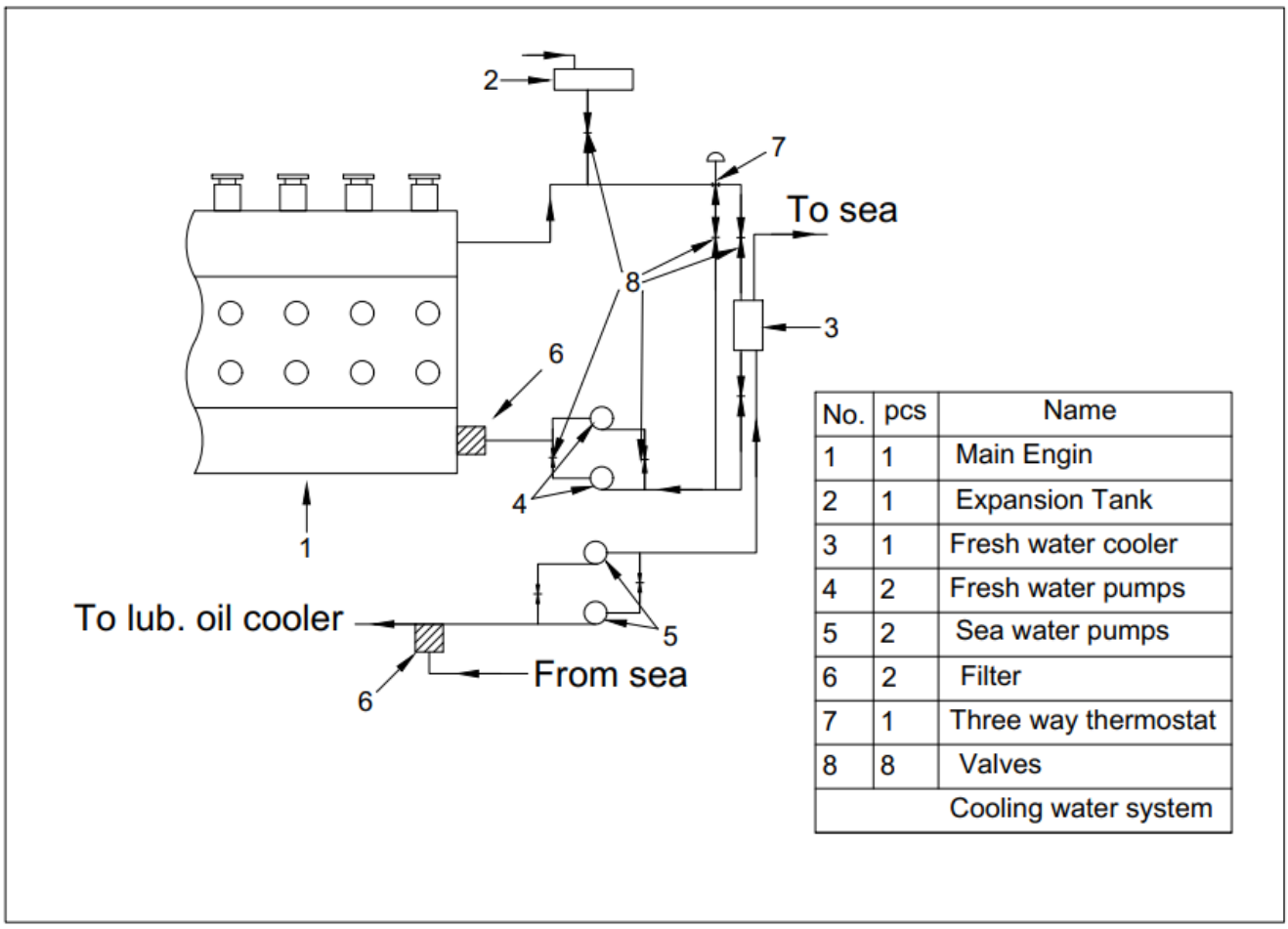
$$t = \frac{0.01587 - 0.01338}{2}$$

= $1.24 * 10^{-3}$

نستطيع حساب قطر المبادله وبصورة تقريبية بعد حساب المساحة الكلية للمبادل الحراري مع الاخذ بنظر الاعتبار المسافة بين انبوب واخر ونفرضها تساوي 8 mm

اذن يكون قطر المبادل (D) :- D = 30 cm

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com



No.	pcs	Name
1	1	Main Engin
2	1	Expansion Tank
3	1	Fresh water cooler
4	2	Fresh water pumps
5	2	Sea water pumps
6	2	Filter
7	1	Three way thermostat
8	8	Valves
		Cooling water system

الشكل رقم (3) مخطط منظومة تبريد المحرك الرئيسي

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

الهدف

ان الهدف من هذا البحث يمكن تلخيصه في :-

1- ايجاد الحسابات الحرارية الضرورية لمحطة القدرة البحرية وبيان مقدار الفقد الحراري .
2- تصميم منظومة تبريد المحرك الرئيسي توفر استقرار حراري لكافة اجزاء المحرك .

الاستنتاجات

س

في هذا البحث الخاص بحساب عملية التعادل الحراري لساحبة بحرية وبيان مقدار الفقد في الحرارة وحساب منظومة ماء تبريد المحركات الرئيسية وبما ان قدرة المحركات الرئيسية هي 3500 HP لذلك وجد بان الحرارة المفقودة مع غازات العادم ليست بالاهمية التي تدعوا الى الاستفادة منها في توليد القدرة الكهربائية لانها اقل من 5000 KW والتي تعتبر كحد ادنى .
وكذلك اختيار منظومة تبريد للمحركات الرئيسة بحجم يتناسب مع كمية الحرارة المهدورة من خلال نتائج حسابات منظومة تبريد المحركات الرئيسية .

التوصيات

العمل على حساب التعادل الحراري وحساب منظومة تبريد المحركات الرئيسية الازمة لاي ساحبة بحرية قبل البدء في اعمال البناء من اجل توفير استقرار حراري لكافة اجزاء المحرك الرئيسي وتجنب حدوث الشد الحراري لاجزائه المختلفة .

GSJ© 2025
www.globalscientificjournal.com

المصادر

[1] كتلوك المحرك MTU 16 Y 956 TB 91 0
[2] كتلوك المحرك MTU 8 V 396 TC 51 0
[3] الدكتور المهندس صخي غانم صخي , 1994 , (نظريات وديناميكا محركات الديزل البحرية) , دار الكتب , البصرة 0
[4] الدكتور المهندس عزيز حافظ الحلفي , 1995 , (تطبيقات في الهندسة البحرية) , جامعة البصرة , البصرة
[5] م . ديفيد بيركهارت وجورج كنكزلي , ترجمة الدكتور المهندس عزيز حافظ الحلفي والدكتور المهندس صخي غانم صخي , 1994 , (محركات الديزل البحرية) , اكاديمية الخليج العربي للدراسات البحرية
[6] فرانك ب – انكروبيرا وديفيد ب – دووت , 1981 , اسس انتقال الحرارة , ترجمة الدكتور المهندس صالح اسماعيل نجم والدكتور المهندس فائق عبد الوهاب والدكتور المهندس مأمون فيصل الاطرقجي , الولايات المتحدة الامريكية
[7] (Jack Philip Holman) , 2002 , (heat transfer) , (tata mcgraw – hill publishing company limited)
[8] (lionel simeon marks) , 2017 , (marks' standard handbook for mechanical engineers) , (mcgraw – hill) , (Harvard university)

© GSJ